

УДК 621.83.062.1

В.Б. САМОРОДОВ, док. техн. наук, НТУ «ХПИ»;

О.И. ДЕРКАЧ, ст. преп., НТУ «ХПИ»;

А.В. КОЛОДЯЖНЫЙ, НТУ «ХПИ»

РАЗРАБОТКА БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА КЛАССА 1,4 КЛАССИЧЕСКОЙ КОМПОНОВКИ

У статті наведений аналіз змодельованої двопоточної трансмісії трактора при варіюванні параметрами гідравліки, вагою машини та обертами двигуна.

In the article the resulted analysis of the modelled transmission of tractor is at varying of hydraulics parameters, weighing machines and by the turns of engine.

Введение. За счет бесступенчатого изменения передаточного отношения привода к колесам становится возможным реализовывать сложные алгоритмы управления двигателем, трансмиссией и колесами для достижения таких целей управления как: постоянство скорости движения, минимизация расхода топлива при выполнении тяговых технологических операций, снижение уровня нагрузки на оператора, повышение ресурса двигателя, возможность работы с минимальным уровнем скоростей без ходоуменьшителя.

Анализ последних публикаций и достижений. В практике современного тракторостроения и сельхозмашиностроения известны зарубежные бесступенчатые, многопоточные трансмиссии с использованием планетарных и обычных передач с зубчатыми и/или фрикционными муфтами переключения диапазонов. В Европе более 80% тракторов выполняются с такими трансмиссиями. Структурное разнообразие возможных вариантов таких гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) очень велико.

Цель и постановка задачи. Расчетно-теоретическое обоснование и автоматизированное проектирование базовой конструкции двухпоточной ГОМТ трактора. В данной работе предлагается двухпоточная ГОМТ для колесного трактора класса 1,4 классической компоновки массой 3770 кг, рассматриваются кинематическая и структурная схемы которые представлены на рис. 1 и 2 соответственно. Передача мощности двигателя 1 в предлагаемой конструкции осуществляется двумя потоками – через гидравлическую и механическую ветви. Гидравлическая ветвь представляет собой аксиально-поршневые регулируемый насос 2 и нерегулируемый мотор 3 раздельного исполнения (рис. 1).

Суммирование гидравлической и механической мощности осуществляется с помощью цилиндрического дифференциала 4,

установленного на выходе гидрообъемной передачи (ГОП) [1]. Далее следует рядная раздаточная коробка, реализующая три диапазона переднего и один заднего хода.

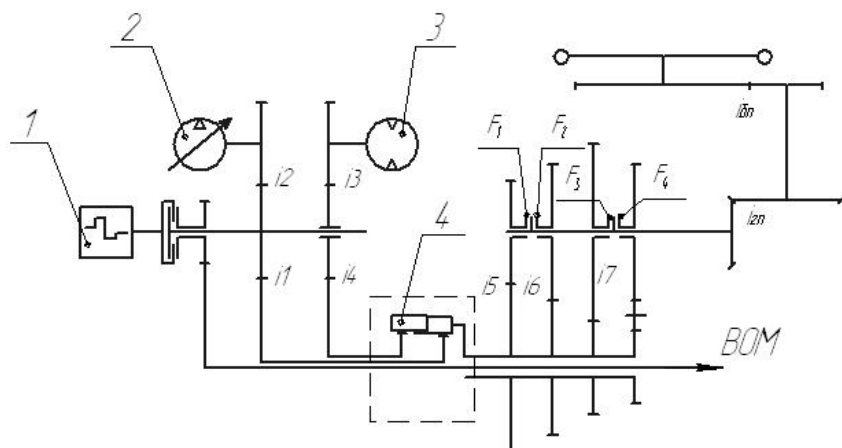


Рисунок 1 – Кинематическая схема ГОМТ

Первый диапазон обеспечивается включением зубчатой муфты F_1 (рис. 1). На нем трактор развивает скорость от 0 до 40 км/ч. На втором транспортном скоростном диапазоне включается муфта F_2 . Скорость движения трактора на втором диапазоне изменяется в пределах от 0 до 20 км/ч. Работа трактора на третьем - рабочем диапазоне обеспечивается включением муфты F_3 , со скоростью 0 – 10 км/ч, что соответствует наиболее вероятной рабочей скорости движения трактора на пахоте. С помощью F_4 трактор работает на реверсивном диапазоне в пределах от 0 до -20 км/ч.

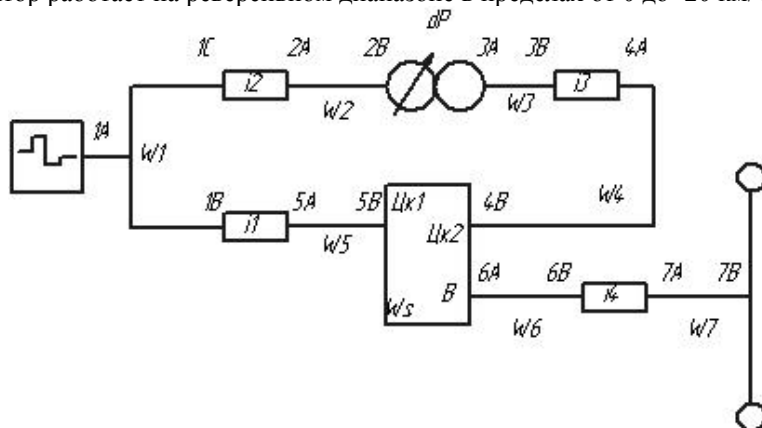


Рисунок 2 – Упрощенная структурная схема ГОМТ

На рис. 2 представлена упрощенная структурная схема данной трансмиссии, в которой проставлены кинематические звенья и моменты, а также заменен ряд зубчатых передач на соответствующее им эквивалентное передаточное отношение. Упрощение кинематической схемы позволяет уменьшить размерность матрицы математической модели, что в свою очередь сокращает объем производимых вычислений.

Математическая модель двухпоточной ГОМТ. Для описанной выше конструкции трансмиссии на основании разработанной методики математического моделирования ГОМТ была составлена следующая математическая модель, состоящая из кинематической и силовой матриц, которые приведены ниже:

$$\left(\begin{array}{cccccccc|c} -i_1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -i_2 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -i_3 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -i_4 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -e_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\lambda_1 \cdot \Delta P}{q_1 \cdot 10^{-6}} \\ 0 & 0 & 0 & -k_1 & 1 & k_1 - 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -s_{11} & s_{11} & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & wd \end{array} \right)$$

С помощью данной матрицы описывается кинематика всех звеньев ГОМТ. Кинематическая матрица состоит из базисных шаблонов математических уравнений, которые описывают: редукторы с передаточными отношениями $i_1 \dots i_4$, трехзвенный планетарный механизм с внутренним передаточным отношением k_1 , баланс рабочей жидкости в ГОП с максимальной производительностью q_1 , перепадом давления Δp и параметром регулирования ГОП e_1 (рис.2).

В силовую матрицу входят: уравнения, описывающие баланс моментов нагрузки на входных и выходных валах редукторов с учетом возможного направления потоков мощности и КПД зубчатых зацеплений, моменты на ГОП, уравнения моментов потерь на управляемой и неуправляемой гидромашине (ΔM_1 и ΔM_2), которые рассчитываются по соотношениям математической модели потерь Городецкого. Здесь также присутствуют уравнения связей, уравнения равновесия моментов и баланса мощностей для планетарного механизма [2,3].

[illegible]

Результаты моделирования. Как видно из рис. 3, на котором представлена диаграмма угловых скоростей звеньев ГОМТ на рабочем (тяговом) диапазоне с коэффициентом сопротивления движению $f=0,5$ (режим пахоты), максимальная угловая скорость 374 рад/с наблюдается на сателлитах дифференциала лишь в момент трогания трактора. Это вполне соответствует условиям работоспособности передачи, т.к. ни одно кинематическое звено не превышает допустимую угловую скорость.

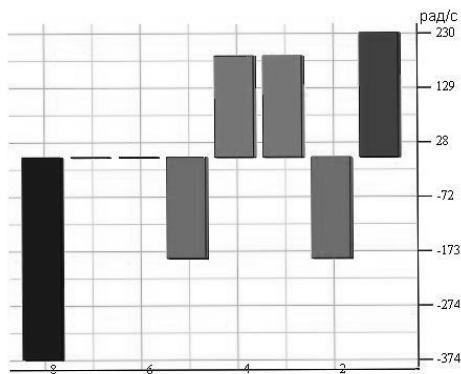


Рисунок 3 – Диаграмма угловых скоростей

На основе рассчитанных с помощью математической модели моментов и мощностей на всех звеньях трансмиссии строится теоретическая тяговая характеристика (ТТХ) трактора.

На рис. 4 представлена ТТХ трактора массой 3770 кг с применением аксиально-поршневой гидрообъемной передачи ГСТ-90 ($q = 14.33 \text{ см}^3/\text{рад}$) при следующих оборотах двигателя: 1 – 157 рад/с, 2 – 230 рад/с, 3 – 314 рад/с.

ТТХ, показанная на рис. 5, демонстрирует изменения параметров ГОМТ, таких как мощность двигателя, КПД ГОП и трансмиссии, перепад давления при варьировании параметром ГОП и неизменной массе трактора (3770 кг) на

Из графиков видно, что при дросселировании двигателя на малых оборотах (1500 об/мин) выход трансмиссии на приемлемый КПД происходит при меньшей скорости движения (около 3 км/ч). А также при этом имеется меньший провал КПД на гидрообъемной передаче (рис. 4).

На рис. 6 показаны изменения ТТХ при различных массах машин, но с постоянной частотой вращения двигателя (230 рад/с) и рабочим объемом ГОП, равным 90 см³: 1 – при массе трактора 2000 кг, 2 – 4000 кг, 3 – 8000 кг.

При сравнении масс по КПД (рис.6) для смоделированной конструкции наиболее приемлемым вариантом будет трактор массой 4000 кг.

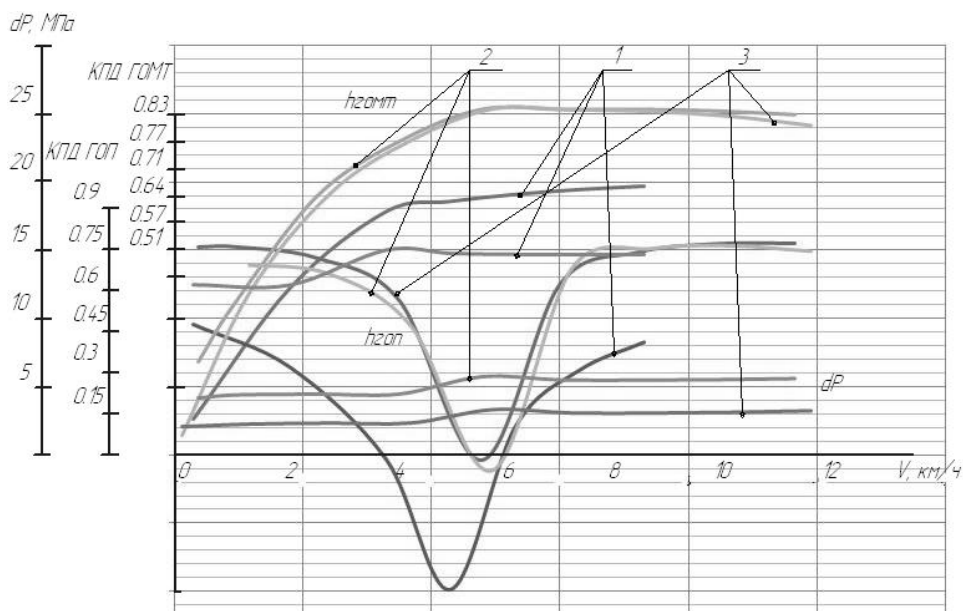


Рисунок 5 – ТТХ с различными ГОП

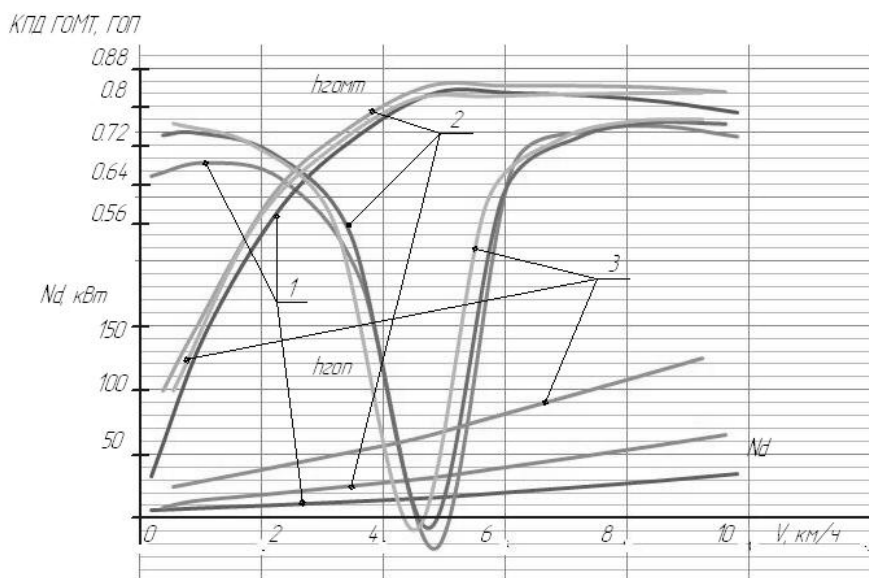


Рисунок 6 – ТТХ при различных массах трактора

Выводы.

1. Разработана математическая модель ГОМТ и проведен анализ пиковых значений угловых скоростей и моментов нагрузки на звеньях трансмиссии.
2. Получены основные характеристики ГОМТ – зависимости общего КПД, перепада рабочего давления в ГОП, изменения параметров регулирования ГОП в зависимости от скорости трактора
3. Проанализированы результаты расчета и выбраны оптимальные параметры конструкции модели спроектированной трансмиссии.

Список литературы. 1. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с. 2. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ.-185 с. 3. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др. – Харьков: ХГАДТУ, 2001.-642 с.

Поступила в редколлегию 02.05.2011